

1. ЗАДАЧИ ПО ТЕПЛОТЕХНИКЕ

1.1. задачи по технической термодинамике

Задача 1.1.1. Выразить в единицах СИ давления: 367,7 мм рт. ст.; 882,6 мм рт. ст. и 300 мм вод.ст.

Задача 1.1.2. Газ при показании манометра $p_{изб} = 2,5$ бар и температуре $t_1 = 27^\circ\text{C}$ занимает объем $V_1 = 4,5$ м³. Привести объем газа к номинальным условиям: $p_n = 760$ мм рт. ст.; $t_n = 0^\circ\text{C}$; $p_{бар} = 1$ бар; $p_1 = p_{изб} + p_{бар}$.

Задача 1.1.3. В баллоне содержится воздух массой $m = 2$ кг при давлении $p = 8,3$ МПа и температуре $t = 15^\circ\text{C}$. Вычислить вместимость баллона V .

Задача 1.1.4. В баллоне емкостью $V = 15$ л содержится воздух при давлении $p = 0,4$ МПа и температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$. Какова будет температура воздуха t_2 в результате подвода к нему $Q_{1,2} = 16$ кДж теплоты? Удельная изохорная теплоемкость $c_{vm} = 717$ Дж/(кг·К).

Задача 1.1.5. Найти плотность ρ и удельный объем v кислорода при показании манометра $p_{изб} = 2$ бар и $t = 127^\circ\text{C}$.

Задача 1.1.6. В баллоне емкостью $V = 50$ л избыточное давление воздуха не должно превышать $p_{изб} = 12,0$ МПа. Температура и давление в помещении, где установлен баллон, составляют $t_{вн} = 20^\circ\text{C}$; $p_{бар} = 0,1$ МПа. За счет солнечной радиации температура сжатого воздуха в баллоне повысилась на $\Delta t = 10^\circ\text{C}$. Определить: а) избыточное давление в баллоне p_2 , МПа, после его нагрева солнечной радиацией; б) массу воздуха, которую необходимо выпустить из баллона после его нагрева для поддержания заданного давления.

Задача 1.1.7. До какого давления нужно сжать адиабатически смесь воздуха и паров бензина от давления $p_1 = 1$ бар $\approx 10^5$ Па при температуре $t_1 = 15^\circ\text{C}$, чтобы от повышения температуры наступило самовоспламенение? Дать схему процесса в p - v -координатах. Температура воспламенения топливной смеси $t_2 = 520^\circ\text{C}$, коэффициент адиабаты $\kappa = 1,39$.

Задача 1.1.8. Найти количество теплоты, подводимое к кислороду, масса которого $m = 0,2$ кг, при постоянном давлении для повышения его температуры от $t_1 = 600^\circ\text{C}$ до $t_2 = 2000^\circ\text{C}$.

Задача 1.1.9. Найти удельную газовую постоянную $R_{см}$ смеси, состоящую из азота с приведенным объемом $V_{N_2} = 0,4$ м³ и кислорода с приведенным объемом $V_{O_2} = 0,2$ м³.

Задача 1.1.10. В пусковом баллоне дизеля вместимостью $V = 0,3$ м³ содержится воздух, плотность которого равна $\rho = 2,86$ кг/м³. Определить массу воздуха в баллоне.

Задача 1.1.11. Найти, какая часть теплоты, подведенной в изобарном процессе к двухатомному идеальному газу, расходуется на увеличение его внутренней энергии.

Задача 1.1.12. Определить процессы, изображенные на диаграмме в p - v -координатах (рис. 1.1.2), и указать законы, которые описывают эти процессы.

Задача 1.1.13. Определить процессы, изображенные на диаграмме в T -координатах (рис. 1.1.3), и указать законы, описывающие эти процессы.

Задача 1.1.14. В точке 1 процесса 1-2: газовая постоянная $R = 300$ кДж/(кг·К), температура $T = 1000$ К, удельный объем $v = 3$ м³/кг (рис. 1.1.4). Определить давление в процессе.

Задача 1.1.15. В точке 1 процесса 1-2: $T_1 = 400$ К; в точке 2: $T_2 = 40$ К, $p_2 = 1$ кПа. Определить давление в точке 1 (рис. 1.1.5.)

Задача 1.1.16. Показатель адиабаты процесса 1-2 (рис. 1.1.6): $\kappa = 1,4$. Какой газ является рабочим телом из четырех предложенных: аргон, окись углерода, двуокись углерода или пары этилового спирта?

Задача 1.1.17. Какая работа расширения совершена в процессе 1-2 (рис. 1.1.7)?

Задача 1.1.18. В каком процессе (рис. 1.1.8) совершена наибольшая работа (наименьшая)?

Задача 1.1.19. По каким процессам (рис. 1.1.9) происходит сжатие рабочего тела в поршневом компрессоре? По какому процессу затрачивается минимальная работа?

Задача 1.1.20. Количество удельной теплоты в процессе 1-2 (рис. 1.1.10) равно $q = 500$ Дж/кг. Определить удельную энтропию в точке 2 ($s_1 = 5$ кДж/кг).

Задача 1.1.21. Как вычислить работу процесса 1-1 (рис. 1.1.11)?

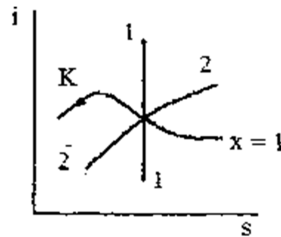


Рисунок 1.1.11 - Процесс 1-1 в i - s -координатах

Задача 1.1.22. Каким соотношением определяется коэффициент полезного действия μ цикла $1a2b1$ (рис. 1.1.12)?

Задача 1.1.23. Определить холодильный коэффициент обратного цикла Карно, если $t_1 = 27^\circ\text{C}$, $t_2 = -23^\circ\text{C}$.

Задача 1.1.24. Определить КПД обратимого цикла теплового двигателя, если температура нагревателя $t_1 = 200^\circ\text{C}$, а холодильника $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Для тех же температур определить холодильный и отопительный коэффициенты машины, работающей по обратному циклу.

Задача 1.1.25. В процессе изменения состояния $m = 1$ кг газа азота N_2 удельная внутренняя энергия его увеличивается на $\Delta u = 350$ кДж/кг. При этом над газом совершается удельная работа $l = 240$ кДж/кг. Начальная температура газа $t_1 = 50^\circ\text{C}$, конечное давление $p_2 = 1,7$ МПа.

Определить для заданного газа:

- показатель политропы n ;
- начальные и конечные параметры;
- изменение удельной энтропии Δs ;

- изменение удельной энтальпии Δi .

Представить процесс в $p\nu$ - и Ts -координатах.

Изобразить (без расчета) изобарный, изохорный и адиабатный процессы, проходящие через одну и ту же начальную точку (в $p\nu$ - и Ts -координатах).

Задача 1.1.26. Объем $V_1 = 9 \text{ м}^3$ газа азота N_2 с начальными параметрами $p_1 = 0,095 \text{ МПа}$ и $t_1 = 10^\circ\text{C}$ в результате сжатия по политропе $n = 1,27$ уменьшится в 6 раз. Газовая постоянная азота $R = 296,8 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $c_{vm} = 0,754 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$. Определить:

- количество отведенной теплоты Q , кДж;
- среднюю теплоемкость процесса, c_m кДж/(кг·K);
- затраченную работу L , кДж;
- изменение внутренней энергии, ΔU , кДж.

Задача 1.1.27. Один килограмм воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 550^\circ\text{C}$ и $t_3 = 55^\circ\text{C}$, причем наивысшее давление составляет $p_1 = 6 \text{ МПа}$, а низшее $p_3 = 0,2 \text{ МПа}$. Определить:

- параметры состояния воздуха в характерных (узловых) точках цикла;
- термодинамический КПД цикла;
- количество удельной подведенной и отведенной теплоты;
- удельную работу цикла.

Изобразить без масштаба в $p\nu$ - и Ts -координатах цикл Карно с описанием процессов цикла.

Задача 1.1.28. Идеальный цикл газотурбинной установки (без регенерации), являющийся теоретической основой рабочего процесса современных газовых турбин, имеет температуру в узловых точках цикла: T_1, T_2, T_3 и T_4 , К (340, 1000, 2000, 680). Вычислить:

- количество проведенной, отведенной и полезной использованной удельной теплоты;
- термодинамический КПД цикла.

Начертить рассчитываемый цикл (без масштаба) в $p\nu$ - и Ts -координатах, обозначить протекавшие в нем процессы.

Начертить принципиальную схему газотурбинной установки и дать краткое описание ее работы.

Примечание. Принять, что цикл осуществляется одним килограммом воздуха, как идеальным газом: $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $c_p = 1,008 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $c_v = 0,721 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Задача 1.1.29. В идеальном цикле двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $\nu = \text{const}$ известны: начальное давление $p_1 = 0,08 \text{ МПа}$; начальная температура $T_1 = 300 \text{ К}$; степень сжатия $\lambda = 3,4$; степень повышения давления $\lambda = 3,3$; показатель адиабаты $k = 1,3$.

Определить:

- параметры рабочего тела в характерных точках;
- количество подведенной и отведенной удельной теплоты;
- термодинамический КПД;
- удельную полученную работу.

Представить циклы в $p\nu$ - и Ts -координатах, обозначив процессы.

Примечание. Рабочее тело – воздух, теплоемкость принять постоянной. Расчет произвести для 1 кг воздуха.

Задача 1.1.30. В цикле с подводом теплоты при $p = \text{const}$, $p_1 = 0,1$ МПа; $t_1 = 20^\circ\text{C}$; степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2 = 12,7$; показатель адиабаты $k = 1,4$; степень предварительного расширения $\rho = v_3/v_2 = 2$.

Определить:

- параметры в характерных точках;
- количество подведенной и отведенной удельной теплоты;
- термодинамический КПД цикла;
- полезную удельную работу цикла.

Представить без масштаба диаграммы цикла в p - v - и T - s -координатах.

Примечания: рабочее тело - воздух, теплоемкость считать постоянной.

Задача 1.1.31. В идеальном цикле поршневого двигателя внутреннего сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты (смешанный цикл) известны давление $p_1 = 0,085$ МПа и температура $T_1 = 330$ К рабочего тела в начале сжатия. Заданы также: степень сжатия $\varepsilon = 16$, степень повышения давления $\lambda = 2,2$ и степень предварительного расширения $\rho = 1,7$; $R = 287$ Дж/(кг·К), $c_p = 1,008$ кДж/(кг·К), $c_v = 1,008$ кДж/(кг·К).

Определить:

- параметры состояния рабочего тела в характерных точках идеального цикла;
- удельную работу, получаемую от цикла;
- термодинамический КПД;
- изменение удельной энтропии отдельных процессов цикла.

Построить без масштаба цикл в p - v - и T - s -координатах.

Примечание. За рабочее тело принять воздух, считая теплоемкость его в расчетном интервале температур постоянной.

Задача 1.1.32. Найти максимально допустимое давление сжатия в идеальном одноступенчатом воздушном компрессоре p_2 , если температура самовоспламенения смазочного масла $t_m = 270^\circ\text{C}$, температура наружного воздуха, поступающего в компрессор, $t_b = 27^\circ\text{C}$, а начальное давление воздуха $p_1 = 0,1$ МПа. Сжатие происходит по адиабате ($k = 1,4$).

Задача 1.1.33. Компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1$ бар до давления $p_2 = 4,5$ бар по политропе с показателем $n = 1,22$. Объемный коэффициент $\eta_v = 0,88$. Как изменится объемный коэффициент, если у такой же модели компрессора сжатие будет происходить от давления $p_1 = 1$ бар до давления $p_3 = 6,5$ бар?

Задача 1.1.34. Одноступенчатый поршневой компрессор в процессе сжатия работает по изотерме, адиабате и политропе с показателем n . Начальные параметры воздуха p_1 , МПа и T_1 , К, конечное давление воздуха p_2 , МПа. Масса сжимаемого воздуха M , кг.

1. Рассчитать цикл идеального компрессора, определив:

- удельные объемы в начале и конце каждого процесса сжатия;
- удельную работу цикла для каждого процесса.

2. Изобразить:

- без масштаба цикл идеального компрессора с описанием всех процессов цикла (в $p\nu$ -координатах);

- без масштаба индикаторную диаграмму одноступенчатого поршневого компрессора и схему его устройства.

Задача 1.1.35. Воздух с начальным давлением $p_1 = 0,09$ МПа и начальной температурой $t_1 = 24^\circ\text{C}$ сжимается в компрессоре по политропе с показателем $n = 1,35$ до давления $p_2 = 1,3$ МПа. Относительная величина вредного пространства компрессора $a = 0,07$.

Определить для одноступенчатого и двухступенчатого компрессора с промежуточным холодильником, охлаждающим воздух до начальной температуры:

- температуру в конце сжатия;

- теоретическую работу компрессора, l_0 , кДж/кг;

- величину объемного КПД, η_v .

Полученные результаты свести в таблицу и сравнить между собой.

Привести идеальные циклы одно- и двухступенчатого компрессоров (без масштаба) в $p\nu$ - и Ts -координатах.

Задача 1.1.36. Воздушно-компрессорный холодильник хладопроизводительностью $Q_x = 150$ кВт имеет параметры состояния воздуха в узловых точках: $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = -10^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,7$ МПа, $t_3 = 20^\circ\text{C}$.

Рассчитать идеальный цикл воздушно-компрессорной холодильной установки, определить:

- неизвестные температуры в узловых точках цикла;

- тепловую мощность, передаваемую воде в теплообменнике;

- расход воздуха;

- теоретическую потребляемую мощность;

- холодильный коэффициент.

Начертить принципиальную схему воздушно-компрессорной холодильной установки и дать краткое описание ее работы.

Начертить без масштаба цикл воздушно-компрессорной установки $p\nu$ - и Ts -координатах и обозначить узловые точки в следующей последовательности: 1-2 - сжатие; 2-3 - охлаждение; 3-4 - расширение; 4-1 - нагрев в холодильной камере.

Задача 1.1.37. До какого значения нужно адиабатно понизить давление перегретого пара, чтобы он стал сухим насыщенным ($x = 1$), и какая будет при этом его температура, если начальное давление 1 МПа и начальная температура $t = 300^\circ\text{C}$.

Задача 1.1.38. Чему равна степень сухости пара, имеющего давление $p = 0,9$ МПа и удельную энтальпию $i_x = 2600$ кДж/кг?

Задача 1.1.39. Найти по is -диаграмме температуру насыщенного пара, имеющего давления 1,5 МПа.

Задача 1.1.40. Давление влажного насыщенного пара (водяного) $p = 1,5$ МПа и степень сухости $x = 0,9$. Найти удельный объем, удельную энтальпию и удельную энтропию пара.

Задача 1.1.41. Водяной пар с начальным давлением $p_1 = 22$ бар и степенью сухости $x_1 = 0,91$ расширяется до давления $p_2 = 0,6$ бар: а) по адиабате и б) по изотерме.

Определить параметры p, v, T, i, s состояний в точках 1 и 2, а также изменение внутренней удельной энергии, удельную работу и удельную теплоту процессов. Изобразить процессы на диаграммах в pv - и Ts - и is -координатах. Результаты расчетов представить в таблицах.

Задача 1.1.42. Водяной пар с начальным давлением $p_1 = 2,0$ МПа и температурой $t_1 = 350^\circ\text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в среду имеющую давление $p_{\text{нар}} = 0,2$ МПа. Найти скорость истечения.

Задача 1.1.43. Определить изменение состояния перегретого пара (водяного), если давление дросселированием понижается до $0,3$ МПа, а начальные параметры пара: $p_1 = 2,0$ МПа, $t_1 = 250^\circ\text{C}$.

Задача 1.1.44. Паросиловая установка работает по циклу Ренкина в двух режимах (при двух различных значениях начальных параметров пара: $p_1 = 5,5$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_1 = 20$ МПа, $t_1 = 600^\circ\text{C}$). Конечное значение давления пара $p_2 = 4$ кПа для обоих вариантов одинаковое. Показать сравнительным расчетом целесообразность применения пара высоких начальных параметров, определив для обоих вариантов:

- термодинамический КПД установки;
- удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч энергии.

Изобразить схему простейшей паросиловой установки и дать краткое описание ее работы.

Представить цикл Ренкина в pv - и Ts -координатах, обозначив узловые точки в следующем порядке: 1-2 – изоэнтальпное расширение; 2-3 – конденсация; 3-4 – нагнетание; 4-5 – нагревание; 5-6 – парообразование; 6-1 – перегрев.

Представить графическое решение задачи в is -координатах. Расчет произвести при помощи is -диаграммы и справочных данных.

Задача 1.1.45. В паровом котле вырабатывается пар с конечными параметрами $p_1 = 20$ МПа, $t_1 = 500^\circ\text{C}$. Потребителю пар отпускается под давлением $p_2 = 0,4$ МПа. Снижение давления пара осуществляется дросселированием. После дросселирования пар пропускают через поверхностный охладитель, где он охлаждается при постоянном давлении. Определить:

- дифференциальный дроссель-эффект по величине и знаку;
- температуру пара после дросселирования.

Задача 1.1.46. Воздух в количестве $m = 1$ кг с начальными параметрами, температурой $t_1 = 26^\circ\text{C}$ и относительной влажностью $\varphi_1 = 90\%$, проходя через испаритель холодильной машины, охлаждается до температуры $t_2 = 8^\circ\text{C}$, причем его влажность после охлаждения становится $\varphi_2 = 95\%$, а часть влаги

конденсируется. Затем воздух, проходя через конденсатор, нагревается. Определить:

- количество сконденсированной влаги;
- энтальпию, влагосодержание начального, охлажденного и нагретого в конденсаторе воздуха;
- температуру и относительную влажность воздуха после конденсатора.

Процесс обработки воздуха показать на *id*-диаграмме.

Примечания: 1 - задачу решить графоаналитическим методом с привлечением *id*-диаграммы; 2 - при решении учесть теплоту конденсации.

Задача 1.1.47. Коэффициенты отражения и пропускания соответственно равны $R = 0,001$ и $D = 0,005$. Какими свойствами обладает данное тело?

Решение. Сумма коэффициентов $A + R + D = 1$, где A , R , D - соответственно коэффициенты поглощения, отражения и пропускания.

$$A = 1 - (0,001 + 0,005) = 0,994.$$

Значит, тело обладает свойствами, близкими к абсолютно черному телу.

Задача 1.1.48. Определить интегральный коэффициент излучения (степень черноты) второго тела ε_2 , считая, что: $E_1 = E_2$, $T_1 = 1000$ К, $\varepsilon_1 = 0,81$, $T_2 = 3000$ К.

Решение. Поверхностная плотность потока интегрального излучения

$$E = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = \varepsilon_2 C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4; \quad 0,81 \cdot C_0 \left(\frac{1000}{100} \right)^4 = \varepsilon_2 C_0 \left(\frac{3000}{100} \right)^4$$
$$0,81 \cdot 10^4 = \varepsilon_2 \cdot 30^4; \quad \varepsilon_2 = \frac{0,81 \cdot 10^4}{30^4} = 0,01$$

Задача 1.1.49. Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела $E_0 = 5,67 \cdot 10^5$. Степень черноты серого тела $\varepsilon = 0,1$. Определить поверхностную плотность потока интегрального излучения серого тела.

1.2. Примеры решения задач по основам теплопередачи

1.2.1. Расчет теплообменников

1.2.1.1. Расчет водо-водяных прямоточных и противоточных рекуперативных теплообменников

Тепловая мощность, передаваемая от греющего теплоносителя к нагреваемому через разделяющую стенку (рис. 1.2.1), может быть вычислена из уравнения теплового баланса по левой или правой части, в зависимости от того, расход какого теплоносителя задан

$$Q = M_1 \cdot C_1 \cdot (t'_1 - t'_2) \eta_n = M_2 \cdot C_2 \cdot (t''_2 - t''_1), \text{ кВт},$$

Где M_1 и M_2 массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с; C_1 и C_2 - изобарные массовые теплоемкости теплоносителей, кДж/(кг·К), принимаются по справочным данным; t'_1 и t''_1 - начальные температуры греющего и нагреваемого теплоносителей, °С; t'_2 и t''_2 - конечные температуры греющего и нагреваемого теплоносителей, °С; η_n - поверхностный КПД теплообменника; $\eta_n = 0,9...0,95$ - хорошей теплоизоляции корпуса теплообменника; $\eta_n = 1$ — такие теплообменники, как отопительные приборы.

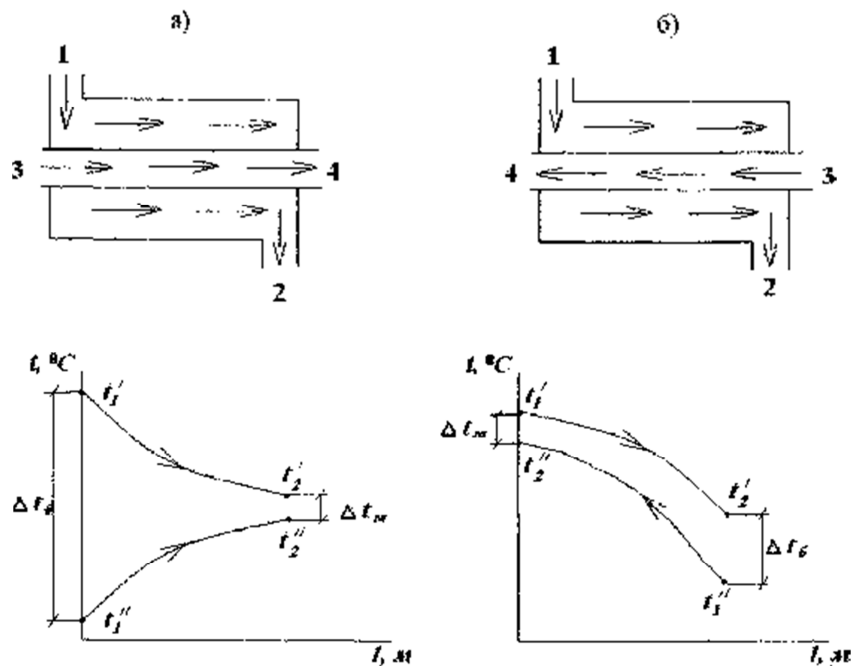


Рисунок 1.2.1 - Изменение температуры греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменнике (а - прямоток, б - противоток): 1 - вход греющего теплоносителя; 2 - выход греющего теплоносителя; 3 - вход нагреваемого теплоносителя; 4 - выход нагреваемого теплоносителя.

Площадь теплопередающей поверхности F , m^2 , теплообменного аппарата определяется из основной формулы теплопередачи

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t_{cp} \cdot 10^{-3},$$

откуда

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \cdot 10^{-3},$$

где Q - тепловая мощность, кВт; k - коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot K$); Δt_{cp} - среднearифметический температурный напор, °С.

Коэффициент теплопередачи k , Вт/($m^2 \cdot K$), определяется из формулы

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_n}},$$

где α_2 и α_m - коэффициенты теплоотдачи горячего теплоносителя стенке и наружной стенки нагреваемой среде, Вт/(м²·К); δ - толщина стенки, м; для тонкостенной трубы, которую можно принять за плоскую стенку, $\delta = (d_n - d_g) / 2$; λ_{cm} - теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К).

Площадь теплопередающей поверхности обратно пропорциональна разности температур, однако при нелинейном характере изменения температур теплоносителей температурный напор между ними определяется как среднеарифметический:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}},$$

где Δt_{δ} - наибольшая разность температур между теплоносителями; Δt_m - наименьшая разность температур.

1.2.1.2 Расчет пароводяного теплообменного аппарата

Тепловая мощность, Q , кВт, передаваемая от пара к воде через разделяющую стенку, вычисляется из уравнения теплового баланса:

$$Q = D(i_n - i_k)\eta_n = M_g C_g (t_2'' - t_1')$$

где D - расход пара, кг/с; i_n - удельная энтальпия, кДж/кг; определяется по справочным таблицам в зависимости от давления как энтальпия сухого насыщенного пара либо по is -диаграмме; i_k - удельная энтальпия конденсата, кДж/кг; определяется по справочным таблицам либо по is -диаграмме, при этом имеется в виду, что в теплообменнике конденсат не переохлаждается; η_n - поверхностный КПД теплообменника.

Расход греющего пара D , кг/с, определяется по формуле

$$D = \frac{Q}{(i_n - i_k)\eta_n}.$$

Расход нагреваемой воды M , кг/с

$$M_g = \frac{Q}{C_g (t_2'' - t_1')}.$$

При нелинейном характере изменения температур теплоносителей (рис. 1.2.2) температурный напор Δt_{cp} , °С, между ними определяется как среднелогарифмический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}},$$

где Δt_{δ} и Δt_m - наибольшая и наименьшая разность температур между теплоносителями.

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$\delta = \frac{d_n - d_e}{2};$$

где δ - толщина стенки, м; λ - теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К).

Площадь теплопередающей поверхности F , м²,

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} \cdot 10^3.$$

Рисунок 1.2.2 - Изменения температур греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменнике: 1,2- вход пара и выход конденсата; 3,4- вход и выход нагреваемого теплоносителя.

1.2.1.3. Расчет водовоздушных и паровоздушных калориферов

Биметаллические калориферы со спирально-накатным оребрением могут быть одноходовыми с вертикальным расположением трубок и многоходовыми с горизонтальным. Пластинчатые калориферы изготавливаются только многоходовыми с горизонтальным расположением трубок.

При теплоносителе пара рекомендуется применять одноходовые калориферы. При теплоносителе пара (перегретом или насыщенном) расчет следует производить на разность между температурой насыщенного пара и средней температурой воздуха.

Расчет калориферов производится в следующем порядке:

1. Задаваясь массовой скоростью воздуха v_{ρ_1} , кг/(м²·с), определяют необходимую площадь фронтального сечения, м², калориферов по воздуху:

$$f_1 = \frac{G}{v_{\rho_1}}$$

где G - расход нагреваемого воздуха, кг/с.

2. Пользуясь техническими данными о калориферах и исходя из необходимой площади фронтального сечения f_1 , подбирают номер и число устанавливаемых параллельно калориферов и находят действительную площадь их фронтального сечения f . Число калориферов должно быть минимальным.

3. Определяют действительную массовую скорость воздуха в калориферах

$$v_{\rho} = \frac{G}{f}.$$

При теплоносителе воды расход через каждый калорифер воды $G_{\text{воды}}$, м³/с, вычисляют по формуле

$$G_{\text{воды}} = \frac{Q}{4,19 \cdot 10^6 \cdot (t_{\text{зоп}} - t_{\text{обп}}) \cdot n},$$

где Q - расход теплоты на нагревание воздуха, Вт; $t_{\text{зоп}}$ и $t_{\text{обп}}$ - температура воды на входе в калорифер и на выходе из него, °С; n - число калориферов, параллельно включаемых по теплоносителю.

Находят скорость воды ω , м/с, в трубках калориферов

$$\omega = \frac{G_{\text{воды}}}{f_{\text{тр}}},$$

где $f_{\text{тр}}$ - живое сечение трубок калориферов для прохода воды, м².

По массовой скорости v_{ρ} и скорости воды (при паре только по массовой скорости), по таблицам технических данных о калориферах находят коэффициент теплопередачи калорифера k , Вт/(м²·К).

4. Рассчитывают необходимую площадь поверхности нагрева, м², калориферной установки

$$F'_y = \frac{Q}{k \cdot [t_{\text{ср}} - (t_{\text{н}} + t_{\text{к}})] / 2},$$

Где $t_{\text{ср}}$ - средняя температура теплоносителя, °С; $t_{\text{н}}$ - начальная температура нагреваемого воздуха, °С; $t_{\text{к}}$ - конечная температура нагреваемого воздуха, °С.

Средняя температура теплоносителя, °С:

- при теплоносителе воды

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{зоп}} + t_{\text{обп}}}{2};$$

- при насыщенном паре давлением до 0,03 МПа

$$t_{\text{ср}} = 100^{\circ}\text{С};$$

- при насыщенном паре давлением свыше 0,03 МПа

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{пара}},$$

где $t_{\text{пара}}$ - температура насыщенного пара, соответствующая его давлению.

5. Определяют общее число устанавливаемых калориферов:

$$n' = F'_y / F_k,$$

где F_k - площадь поверхности нагрева одного калорифера выбранной модели.

Округляя число калориферов до кратного числа их в первом ряду n , находят действительную площадь поверхности нагрева F_y , м², установки:

$$F_y = F_k \cdot n,$$

Тепловой поток выбранного калорифера не должен превышать расчетный более чем на 10%. Избыточный тепловой поток калорифера составит:

$$\frac{F_y \cdot k \cdot [t_{\text{ср}} - (t_{\text{н}} + t_{\text{к}}) / 2] - Q}{Q} \cdot 100 \ %.$$

При избыточном тепловом потоке более 10% следует применять другую модель или номер калорифера и произвести повторный расчет.

По техническим данным калорифера и массовой скорости воздуха определяют аэродинамическое сопротивление калориферной установки.

Гидравлическое сопротивление калориферов всех типов и воздухоподогревателей центральных кондиционеров определяется по формуле

$$\Delta p_{\omega} = 485 \cdot \omega^2 \left[2,7 \cdot \left(\frac{f_{\omega}}{f_n} \right)^2 + 6,7 \cdot (n_x - 1) \cdot \left(\frac{f_{\omega}}{f_k} \right) + 0,6 \cdot n_x \cdot + 0,0121 \cdot n_x \cdot \ell / d^{1,226} + 3,9 \right],$$

где Δp_{ω} - гидравлическое сопротивление калорифера, Па; f_{ω} - площадь среднего сечения для прохода теплоносителя, м²; f_n - площадь сечения патрубков, м²; f_k - площадь сечения коллектора, м²; n_x - число ходов по теплоносителю; ℓ - длина трубки в одном ходе, м; d - внутренний диаметр трубки, м.

Сопротивление калориферной установки определяется умножением сопротивления одного калорифера на число калориферов, соединенных последовательно по воде. На сопротивление по воздуху следует давать запас 10%, на сопротивление по воде - 20%.

1.2.1.4. Расчет электровоздушных теплообменников (электрокалориферов)

Электрокалориферы из-за высокой стоимости электроэнергии применяют относительно редко, как правило, для небольших расходов воздуха. Нагревательными элементами в электрокалориферах служат трубчатые электронагреватели (ТЭНы): гладкие, спирально навитые или биметаллические накатные. Элементы устанавливаются внутри кожуха в несколько рядов и разделяются на самостоятельные секции, с помощью которых можно регулировать теплоотдачу электрокалорифера.

Мощность электрокалорифера Q , кВт, определяется расходом и температурным диапазоном обрабатываемого воздуха:

где c - массовая теплоемкость воздуха, кДж/кг; $G_{возд}$ - массовый расход воздуха, м³/с; t_n , t_k - начальная и конечная температуры воздуха, °С.

1.2.1.5. Расчет водовоздушных теплообменников на базе радиаторов

Достоинство теплообменников из радиаторов – малое аэродинамическое сопротивление проходу нагреваемого воздуха. Это обстоятельство позволяет применять его в приточных системах с естествен- и ним побуждением движения воздуха. Недостаток - большие металлоемкость и габариты.

Поверхность нагрева калорифера F , м², определяется по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \left(\frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{t'_1 + t''_2}{2} \right)},$$

где Q - расход тепла на нагревание воздуха, кВт; t_1 и t_2 - температура теплоносителя на входе и на выходе калорифера, °С; t'_1 и t''_2 (- температура воздуха на входе и на выходе калорифера, °С; k - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·К).

Таблица 1.2.1 - Коэффициенты теплопередачи ($\times 1,136$ Вт/(м²·К)) и сопротивления калориферов, изготовленных из радиаторов

Скорость движения воздуха в просветах между секциями v , м/с, при числе последовательно установленных рядов			Коэффициент теплопередачи k , ккал/(м ² -ч град)		Сопротивление проходу воздуха через 1 ряд, h , мм вод.ст.
1 ряд	2 ряда	3 и более рядов	вода $t_{cp} = 80^\circ\text{C}$	пар давлением от 1 до 3 ат	
0,67	0,62	0,57	9,5	10,9	0,023
0,83	0,77	0,72	10,7	12,5	0,035
1,00	0,92	0,86	11,8	14,0	0,048
1,34	1,23	1,15	13,7	16,7	0,080
1,67	1,54	1,43	15,2	19,1	0,120
2,00	1,85	1,72	16,6	21,4	0,167
2,34	2,16	2,0	17,9	23,5	0,220
2,66	2,47,	2,29	19Д	25,5	0,280
3,00	2,77	2,57	20Д	27,4	0,346
3,34	3,08	2,86	21,1	29,2	0,419
3,75	4,47	3,22	22,2	31,4	0,518
4,17	3,85	3,58	23,2	33,5	0,626
4,6	4,23	3,93	24,1	35,5	0,743
5,0	4,62	4,29	25,0	37,5	0,869

Примечание. Значения k и h должны быть умножены:
при средней температуре воздуха в калорифере

	-10°	±0°	+10°	+20°
k на	1,02	1,0	0,98	0,96
h на	1,07	1,0	0,94	0,88

Для достижения лучшего омывания воздухом поверхности калорифера радиаторы в плане смещаются по отношению друг к другу и заключаются в кожух (рис. 1.2.3, 1.2.4). Если калорифер из радиаторов устанавливается в

вертикальном канале, то радиаторы устанавливаются наклонно, в форме двускатной крыши.

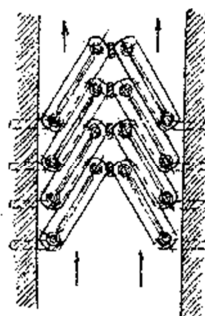
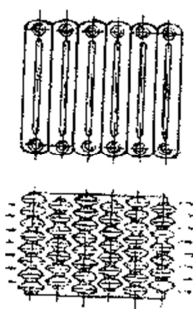


Рисунок 1.2.3 – Схема установки радиаторов в горизонтальном Канале

Рисунок 1.2.4 – Наклонная установка радиаторов в вертикальном канале

Таблица 1.2.2 - Коэффициенты теплопередачи ($\times 1,136 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) калориферов из наклонно установленных радиаторов

Скорость движения воздуха, м/с	Коэффициент теплопередачи k , ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$)			
	при теплоносителе воды			при теплоносителе пара
	скорость движения воды, м/с			
	0,002	0,005	2,0	пар $p = 1-5 \text{ атм}$
0,20	6,6	9,6	7,2	7,2
0,30	8,2	8,7	9,2	9,2
0,40	9,5	10,2	10,9	10,9
0,50	10,7	11,6	12,5	12,5
0,60	11,8	12,8	14,0	14,0
0,80	13,7	15,1	16,7	16,7
1,00	15,2	17,0	19,1	19,1
1,20	16,6	18,8	21,4	21,4
1,40	17,9	20,4	23,5	23,5

Продолжение таблицы 1.2.2

Скорость движения воздуха, м/с	Коэффициент теплопередачи k , ккал/(м ² ·ч·град)			
	при теплоносителе воды			при теплоносителе пара
	скорость движения воды, м/с			
	0,002	0,005	2,0	пар $p = 1-5$ атм
1,60	19,1	21,9	25,5	25,5
1,80	20,1	23,2	27,4	27,4
2,00	21,0	24,5	29,2	29,2
2,25	22,2	26,0	31,4	31,4
2,50	23,2	27,5	33,5	33,5
2,75	24,1	28,8	35,5	35,5
3,00	25,0	30,1	37,5	37,5

Таблица 1.2.3 - Сопротивление проходу воздуха калориферов из наклонно установленных радиаторов

Скорость воздуха в трубе v , м/с	Потеря напора h , мм вод.ст.	Скорость воздуха в трубе v , м/с	Потеря напора h , мм вод.ст.
0,20	0,007	1,40	0,220
0,30	0,014	1,60	0,280
0,40	0,023	1,80	0,346
0,50	0,035	2,00	0,419
0,60	0,048	2,25	0,518
0,80	0,080	2,50	0,626
1,00	0,120	2,75	0,743
1,20	0,167	3,00	0,869

Величина h зависит от скорости воздуха в трубе, в которой установлены радиаторы. Средняя температура воздуха 0°С.

Величины таблицы при средних температурах воздуха:

- 10°С умножаются на 1,07;
- +10°С умножаются на 0,94;
- +20°С умножаются на 0,88;
- +30°С умножаются на 0,83;
- +40°С умножаются на 0,78;
- +50°С умножаются на 0,74;

1.2.1.6. Расчет огневоздушного теплообменника

Огневоздушные теплообменники конструктивно устроены таким образом, что топочные газы омывают пучок толстостенных труб, по которым проходит нагреваемый воздух. Поверхность трубок $F, м^2$, определяется по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \left(\frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{t'_1 + t''_2}{2} \right)}$$

где Q – тепловая мощность огневоздушного нагревателя, кВт;

t_1 и t_2 - начальная и конечная температуры топочных газов, °С;

t'_1 и t''_2 - начальная и конечная температуры нагреваемого воздуха, °С;

k - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·К).

Таблица 1.2.4 - Коэффициент теплопередачи k , ккал/(м²·ч·град) ($\times 1,136$ Вт/(м²·К))

Скорость воздуха, м/с	Скорость топочных газов, м/с					
	0,5	1	2	5	10	20
0,5	4,5	5,2	5,8	6,6	7,1	7,6
1	5,2	6,0	6,9	8,1	8,9	9,6
2	5,8	6,9	8,1	9,7	10,9	12,0
5	6,6	8Д	9,7	12,2	14,1	16,1
10	7,1	8,9	10,9	14,1	16,7	19,6

Можно также использовать формулу

$$Q_{\text{час}} = k \cdot f_{\text{мп}} \cdot \left(t_{\text{газ}} - \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} \right),$$

где $f_{\text{мп}}$ - суммарная внутренняя поверхность трубок, м²; $t_{\text{газ}}$ – средняя температура продуктов сгорания при прохождении их через калорифер, °С; k - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·К).

Тепловая мощность теплогенератора также определяется из уравнения теплового баланса отопительной установки.

1.2.2. Примеры решения задач по основам теплопередачи

Задача 1.2.2.1. Определить тепловые потери 1 м одиночного изолированного паропровода диаметром $d_{\text{н}}/d_{\text{в}} = 273 \text{ мм}/259 \text{ мм}$, уложенного бесканально в грунт на глубине $h = 1,2 \text{ м}$. Естественная температура грунта на уровне заложения трубы $t_0 = 10^\circ\text{С}$, коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{\text{гр}} = 1,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, пар сухой насыщенный с температурой $\tau = 150^\circ\text{С}$. Тепловая

изоляция паропровода имеет толщину $\delta = 80$ мм, коэффициент теплопроводности $\lambda_{и} = 0,1163$ Вт/(м·К). Коэффициент теплопроводности стальной трубы $\lambda_{ст} = 58,15$ Вт/(м·К).

Определить также тепловые потери 1 м паропровода, если рядом с ним будет проложен и пущен в работу второй такой же паропровод. Расстояние между осями паропроводов принять в 520 мм.

Задача 1.2.2.2. Горизонтально расположенная цилиндрическая труба длиной 1 м, наружным диаметром $d = 320$ мм, и температурой наружной стенки $t_{ст} = 105^\circ\text{C}$, охлаждается конвективным потоком воздуха $t_e = 10^\circ\text{C}$. Определить потери тепла за 1 час.

Задача 1.2.2.3. Плоская стенка толщиной $\delta_1 = 3$ мм ($\lambda_1 = 40$ Вт/(м·К)) с одной стороны омывается газами, при этом коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 34$ Вт/(м²·К). С другой стороны стенка изолирована от окружающего воздуха плотно прилегающей к ней пластиной толщиной $\delta_2 = 14$ мм ($\lambda_2 = 0,15$ Вт/(м·К)). Коэффициент теплоотдачи от пластины к воздуху равен $\alpha_2 = 7$ Вт/(м²·К). Определить удельный тепловой поток q , Вт/м² и температуры t_1 , t_2 , t_3 поверхностей стенок, если температура газов $t_1 = 400^\circ\text{C}$, а воздуха $t_B = 20^\circ\text{C}$.

Задача 1.2.2.4. Определить тепловой поток от газов к воздуху и поверхностную плотность потока через кирпичную обмуровку котла площадью 120 м², толщиной $\delta = 250$ мм, если температура газов $t_1 = 600^\circ\text{C}$ и температура воздуха $t_2 = 30^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности стенки $\alpha_1 = 23,6$ Вт/(м²·°C), от поверхности стенки к наружному воздуху $\alpha_2 = 9,3$ Вт/(м²·°C) и теплопроводность $\lambda = 0,81$ Вт/(м·°C). Найти также температуры на внутренней и наружной поверхности обмуровки.

Задача 1.2.2.5. Определить плотность теплового потока через одиночную стенку, если: теплопроводность материала стены $\lambda = 1$ Вт/(м·К); толщина стены $\delta = 100$ мм; температуры поверхностей стены равны $t_1 = 500^\circ\text{C}$, $t_2 = 400^\circ\text{C}$.

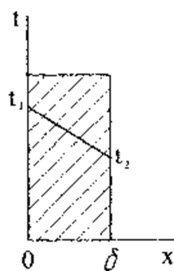
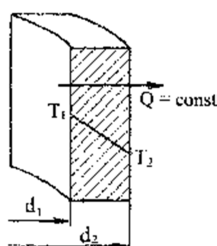


Рисунок 1.2.5 - Передача теплоты через плоскую стенку

Задача 1.2.2.6 Определить температуру t_2 стенки, если: тепловой поток $q=1$ кВт/м²; коэффициент теплопроводности стенки $\lambda=50$ Вт/(м·К); толщина стенки $\delta=100$ мм; температура $t_1=500^\circ\text{C}$.

Задача 1.2.2.7. Определить плотность теплового потока через цилиндрическую стенку, если: коэффициент теплопроводности стенки $\lambda=50$ Вт/(м·К); разница температур поверхностей стенки $\Delta T = 20$ К;

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = 2$$



1.2.7 - Передача теплоты через цилиндрическую стенку

Задача 1.2.2.8. Найти определяющую температуру, если: критерий Нуссельта $Nu_{ж}=10$; коэффициент теплоотдачи $a = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ определяющий размер $l = 0,1 \text{ м}$. Соотношение t и λ приведено в таблице 1.2.5.

Таблица 1.2.5 - Соотношение температуры и коэффициента теплопроводности

Температура $t, \text{ }^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
0	0,55
20	0,6
40	0,63
60	0,66

Задача 1.2.2.9. Определить площадь поверхности нагрева газовойводяного рекуперативного теплообменника, работающего по противоточной схеме, и теплообменника, работающего по прямоточной схеме. Греющий теплоноситель - дымовые газы с начальной температурой $t'_2 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ и конечной $t''_2 = 270 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воды через теплообменник $G_B = 3,2 \text{ кг}/\text{с}$, начальная температура воды $t'_g = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная $t''_g = 195 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы $\alpha_r = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и от стенки трубы к воде $\alpha_b = 3800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Теплообменник выполнен из стальных труб с наружным диаметром $d = 50 \text{ мм}$ и толщиной стенки $\delta = 4 \text{ мм}$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 62 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Стенку считать чистой с обеих сторон.

1.2.2.10. Определить часовой расход пара в теплообменнике и площадь поверхности подогревателя, если тепловая мощность, передаваемая от напора к воде, $Q = 500000 \text{ Вт}$; коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и $\alpha_2 = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; толщина стенки $\delta = 100 \text{ мм}$; коэффициент теплопередачи $\lambda = 52 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $t_{\text{нас}} = 120,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

